Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

II 84

OCR

INFORMATION REPORT INFORMATION REPORT

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY

This material contains information affecting the National Defense of the United States within the meaning of the Espionage Laws, Title 18, U.S.C. Secs. 793 and 794, the transmission or revelation of which in any manner to an unauthorized person is prohibited by law.

S-E-C-R-E-T
NOFORN

50X1-HUM

COUNTRY USSR

REPORT

SUBJECT Soviet Technical Article on Determination of Flexibility in Compressor Turbine Blades

DATE DISTR. 14 April 1961

NO. PAGES 1

REFERENCES RD

DATE OF INFO.

PLACE & DATE ACQ.

50X1-HUM

50X1-HUM

THIS IS UNEVALUATED INFORMATION. SOURCE GRADINGS ARE DEFINITIVE. APPRAISAL OF CONTENT IS TENTATIVE.

Russian-language technical article, Raschet Lopatok Kompressora na Izgib /Determination of Flexibility in Compressor Turbine Blades/ by S.M. Grinberg

50X1-HUM

50X1-HUM

The article occupied pages 3-8 in issue No. 11 of the Soviet technical journal Aviatsionnaya Promyshlennost /Aviation Industry/, published in November 1958. When detached from this report, the document is FOR OFFICIAL USE ONLY.

50X1-HUM

S-E-C-R-E-T
NOFORN

STATE	ARMY	NAVY	AIR	NSA	OCR	NIC	
x	x	x	x	x	x	x	x

(Note: Washington distribution indicated by "X"; Field distribution by "#".)

INFORMATION REPORT INFORMATION REPORT

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

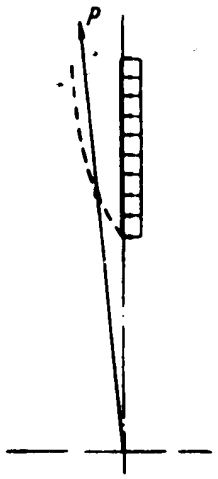
Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

* Расчет лопаток компрессора на изгиб

С. М. ГРИНБЕРГ

При расчете лопаток компрессора на изгиб определяют напряжения в результате воздействия аэродинамических сил и положение оси центров тяжести, обеспечивающее частичную компенсацию этих сил инерционными (фиг. 1). Подобная компенсация

Фиг. 1. Компенсация аэродинамических сил инерционными.



Фиг. 2. Изгиб лопатки в поле центробежных сил.

Сплошная линия — до деформации, пунктирная — после деформации.

обычно достигается наклоном лопатки в плоскости вращения; при этом центры тяжести сечений лежат на прямой. Величину наклона выбирают таким образом, чтобы запасы прочности на режимах с наибольшими и наименьшими аэродинамическими нагрузками были примерно равны.

При существующих размерах лопаток компрессоров и скоростях вращения роторов для расчета на изгиб необходимо учитывать деформации лопаток, так как возникающие поперечные составляющие центробежных сил противодействуют изгибу от аэродинамических сил (фиг. 2).

Для исследования влияния центробежных сил на изгиб были разработаны приемы расчета*, основанные на использовании метода последовательных приближений. Однако существенным недостатком данного метода является необходимость полного повторения расчета при изменении скорости вращения или температуры лопатки, что приводит к чрезвычайно большому объему вычислений. Так, для расчета лопатки на изгиб на четырех режимах работы компрессора приходится выполнить 3000—4000 арифметических операций.

В настоящей статье расчет лопатки на изгиб в поле центробежных сил проводится по методу Галеркина, что позволяет существенно уменьшить объем счетной работы по определению напряжений от изгиба и выбору наклона прямолинейной оси центров тяжести сечений.

Определение изгибающих моментов от аэродинамических сил

Практика расчетов показывает, что влияние центробежных сил достаточно учитывать лишь при изгибе в плоскости наименьшей жесткости. Изгибающие моменты в сечениях лопатки находят из уравнения (фиг. 3).

$$m_{x\,a}(z) = M_{x\,a}(z) - k^2 \sin\alpha(z) \int_0^1 \frac{\rho(z_1)\,dz_1}{\sin^2\alpha(z_1)} \times$$

$$\times \int_0^z \frac{m_{x\,a}(z_2)\sin\alpha(z_2)\,dz_2}{EI_x(z_2)}, \qquad (1)$$

где $M_{x\,a}$ — изгибающий момент от аэродинамических сил в плоскости наименьшей жесткости (без учета деформаций);

* М. А. Биргер. Некоторые численные методы решения инженерных задач. Оборонгиз, 1956.

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

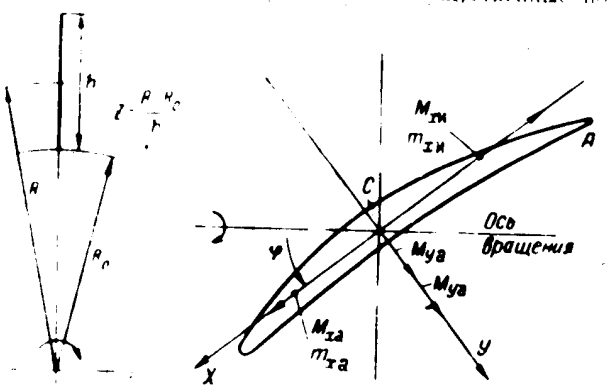
$m_{z\,a}$ — то же, с учетом деформаций;
h — расчетная длина лопатки;
P — центробежная сила в сечении на радиусе R;
I_z — наименьший момент инерции сечения;
E — модуль упругости материала лопатки.

Углы $a\,(z)$ определяют из условия

$$\operatorname{tg} a\,(z) = \frac{R}{R_{cp}} \operatorname{tg} \varphi_{cp}, \qquad (2)$$

причем значения R_{cp} и φ_{cp} взяты при $z = 0{,}5$.

Непосредственно применять метод Галеркина для решения уравнения (1) неудобно, так как приходится приближенно вычислять интегралы от быстрорастущих функций, что обусловливает существенные погрешности. Во избежание этого преобразуем исходное уравнение, вводя новую неизвестную функцию — составляющую кривизны деформированной оси лопатки в плоскости вращения:



Фиг. 3. К расчету лопатки компрессора на изгиб

$$\left.\begin{aligned} \psi_a &= \frac{m_{x\,a}\sin a}{EI_x}; \\ \Phi_a &= \frac{M_{x\,a}\sin a}{EI_x}. \end{aligned}\right| \qquad (3)$$

$$\psi_a = \Phi_a - \frac{h^2 \sin^2 a\,(z)}{EI_x(z)} \int_z^1 \frac{P(z_1)\,dz_1}{\sin^2 a\,(z_1)} \int_0^z \psi_a(z_2)\,dz_2. \qquad (4)$$

Для определения ψ_a примем, что

$$\psi_a(z) = \Phi_a(z)\,K_a(z), \qquad (5)$$

где K_a — коэффициент разгрузки, показывающий, какая доля приложенного изгибающего момента изгибает лопатку, так как в соответствии с равенствами (3) и (5)

$$K_a(z) = \frac{\psi_a(z)}{\Phi_a(z)} = \frac{m_{x\,a}(z)}{M_{x\,a}(z)}. \qquad (6)$$

$K_a\,(z)$ выразим в виде степенного ряда:

$$K_a(z) = \sum_{(r)} a_r z^r. \qquad (7)$$

Представим уравнение (4) в форме

$$K_a\Phi_a + L(K_a\Phi_a) - \Phi_a = 0, \qquad (8)$$

тогда уравнения для определения неизвестных коэффициентов a_r по методу Галеркина будут

$$\int_0^1 [K_a\Phi_a + L(K_a\Phi_a) - \Phi_a] \frac{\partial K_a(z)}{\partial a_s}\,dz = 0 \qquad (9)$$

$$s = 0,\ 1;\ 2;\ \ldots$$

Если обозначить

$$\left.\begin{aligned} \int_0^1 \Phi_a(z)\,z^s\,dz &= A_s; \\ \int_0^1 L[\Phi_a(z)\,z^r]\,z^s\,dz &= B_{rs}, \end{aligned}\right| \qquad (10)$$

то система уравнений для определения коэффициентов a_r примет вид

$$\sum_{(r)} a_r (A_{r+s} + B_{rs}) = A_s; \qquad (11)$$

$$s = 0,\ 1;\ 2;\ \ldots$$

Решив эту систему, находим неизвестные a_0, a_1 $a_2 \ldots a_n$, а по формулам (6) и (7) — изгибающий момент $m_{z\,a}$.

При изменении режима работы компрессора в уравнении (1) могут меняться: $M_{z\,a}$ (вследствие изменения плотности воздуха и скоростей по тракту), P — (за счет изменения скорости вращения ротора) и E (в результате изменения температуры лопатки). В результате изменения $M_{z\,a}$ пропорционально меняются все коэффициенты уравнений (11); величина K_a остается прежней. Изменение скорости вращения и температуры лопатки приводит к необходимости пересчета лишь коэффициентов B_{rs}; величины последних прямо пропорциональны квадрату числа оборотов и обратно пропорциональны модулю упругости:

$$B_{rs} \sim \frac{n^2}{E}. \qquad (12)$$

Таким образом, при изменении режима работы компрессора необходимо лишь заново решить систему (11); наибольшую же часть вычислений, связанную с определением коэффициентов A и B по формулам (10), выполняют только один раз.

Определение изгибающих моментов от сил инерции при наклоне лопатки в плоскости вращения

При наклоне на угол δ против направления вращения в сечениях лопатки возникают изгибающие моменты от сил инерции:

$$\left.\begin{aligned} M_{z\,a} &= -\delta h^3 R \cos\varphi \int_z^1 \frac{P}{R^2}\,dz; \\ M_{y\,a} &= \delta h^3 R \sin\varphi \int_z^1 \frac{P}{R^2}\,dz. \end{aligned}\right| \qquad (13)$$

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Как и ранее, деформации лопатки учитываем лишь при изгибе в плоскости наименьшей жесткости. Исходное уравнение представляем в виде

$$m_{z\,и}(z)=M_{x\,и}(z)-h^2\sin\alpha(z)\int_z^z\frac{P(z_1)\,dz_1}{\sin^2\alpha(z_1)}\times$$

$$\times\int_z^z\frac{m_{z\,и}(z_2)\sin\alpha(z_2)\,dz_2}{EI_z(z_2)}. \qquad (14)$$

В уравнении (14) неизвестны функция $m_{z\,и}$ и величина δ. Используя свойство линейности уравнения, задаемся произвольной величиной δ $\delta^{(0)}$ и определяем изгибающий момент $m_{x\,и}^{(0)}$ по той же схеме, что и при расчете изгибающих моментов от аэродинамических сил — см. формулы (7) ÷ (11)

$$m_{z\,и}^{(0)}=M_{z\,и}^{(0)}K_и, \qquad (15)$$

$$K_и=\sum_r b_r z^r, \qquad (16)$$

$$\Phi_и^{(0)}=\frac{M_{x\,и}^{(0)}}{EI_z}\sin\alpha, \qquad (17)$$

$$C_r=\int_0^1\Phi_и^{(0)}z^r\,dz, \qquad (18)$$

$$D_{r,s}=\int_0^1 L(z^r\Phi_и^{(s)})z^r\,dz, \qquad (19)$$

$$\sum_r b_r(C_{r+s}-D_{r,s})=-C_s \qquad (20)$$

$$s=0;\ 1;\ 2.$$

Аналогично предыдущему при изменении режима работы компрессора приходится лишь заново решить окончательную систему уравнений (20) с измененными значениями $D_{r,s}\infty\frac{n^2}{E}$. Величина $M_{z\,и}^{(0)}$ при этом меняется пропорционально n^2.

Выбор положения оси лопатки

Пусть F — площадь сечения, W_{xA} и W_{xC} — моменты сопротивления изгибу в плоскости наименьшей жесткости для точек A и C (см. фиг. 3). W_{yA} — момент сопротивления изгибу в плоскости наибольшей жесткости для точки A. Тогда напряжения в лопатке будут:

а) на режиме наибольших аэродинамических нагрузок

$$\sigma_A=\frac{P}{F}+\frac{m_{z\,a}}{W_{xA}}+\frac{M_{y\,a}}{W_{yA}}+\frac{\delta}{\delta^{(0)}}\left(\frac{m_{x\,и}^{(0)}}{W_{xA}}+\frac{M_{y\,и}^{(0)}}{W_{yA}}\right), \qquad (21)$$

б) на режиме наименьших аэродинамических нагрузок:

$$\sigma_C=\frac{P}{F}-\frac{m_{x\,a}}{W_{xC}}-\frac{\delta m_{x\,и}^{(0)}}{\delta^{(0)}W_{xC}}. \qquad (22)$$

Задавшись желаемым соотношением между σ_A и σ_C (равенство запасов прочности, равенство напряжений, определенное соотношение между напряжениями), получаем уравнение относительно неизвестной величины δ. Найдя ее, определяем напряжения в лопатках на остальных расчетных режимах.

Условия равенства напряжений обычно выполняются при указанных режимах работы для различных сечений по длине лопатки. В большинстве случаев на режиме наибольших аэродинамических нагрузок максимальные напряжения получаются в сечениях $z=0{,}1\div0{,}3$ на выходной кромке (точка A), тогда как на режиме наименьших аэродинамических нагрузок наибольшие напряжения имеют место при $z=0$ на спинке (точка C).

Пример расчета

Для иллюстрации разработанного метода расчета определим коэффициент разгрузки для лопатки компрессора по формулам (5) ÷ (11), оставляя в ряду (7) три первых члена.

Вспомогательные вычисления, необходимые для определения коэффициентов системы уравнений (11), приводятся в табл. 1.

В первых четырех столбцах записаны исходные данные: функции z, $\Phi_a(z)$, $V(z)=\frac{P}{\sin^2\alpha}\cdot10^7$ и $W(z)=10^7\frac{h^2\sin^2\alpha}{(2\cdot10)^2EI_z}$.

В следующих четырех столбцах вычисляется функция

$$L(\Phi_a)=\frac{h^2\sin\alpha}{EI_z}\int_z^z\frac{P\,dz_1}{\sin^2\alpha}\int_z^z\Phi_a\,dz_2=$$

$$(2\cdot10)\cdot W(z)\int_z^z V(z_1)\,dz_1\int_z^z\Phi_a(z_2)\,dz_2.$$

Интегрирование ведут по правилу трапеций (см. сноску на стр. 3). В столбцах 9 и 10 определяются функции $zL(\Phi_a)$ и $z^2L(\Phi_a)$.

Для расчета коэффициентов A_0, B_{00}, B_{01} и B_{02} по формулам (10) применяем правило Симпсона:

$$\int_0^1 f(x)\,dx=\frac{1}{30}[f(0)+4f(0{,}1)+2f(0{,}2)+$$

$$+4f(0{,}3)+2f(0{,}4)+\ldots+4f(0{,}9)+f(1)]. \qquad (23)$$

Взяв по правилу Симпсона суммы чисел из столбцов 2, 8, 9 и 10, получаем:

$$A_0=\frac{1}{30}\cdot876{,}8;\quad B_{00}=\frac{1}{30}\cdot2906{,}8;\quad B_{01}=\frac{1}{30}\cdot1451{,}3;$$

$$B_{02}=\frac{1}{30}\cdot854{,}6.$$

Таким же образом находим функции $z\Phi_a$, $z^2\Phi_a$, $z^3\Phi_a$, $z^4\Phi_a$, $L(z\Phi_a)$, $zL(z\Phi_a)$, $z^2L(z\Phi_a)$, $L(z^2\Phi_a)$, $zL(z^2\Phi_a)$ и $z^2L(z^2\Phi_a)$.

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Таблица 1

К расчету коэффициентов разгрузки

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z	Φ_0	V	W	$20\int_0^z (2)dz$	(3)·(5)	$20\int_z^1 (6)dz$	$\frac{L(\Phi_0)}{(4)\times(7)}$	$\frac{zL(\Phi_0)}{(1)\times(8)}$	$\frac{z^2L(\Phi_0)}{(1)\times(9)}$
1,0	0	0	—	$584,8\cdot10^{-4}$	0	0	0	0	0
0,9	$6,0\cdot10^{-4}$	0,495	$88\cdot10^{-3}$	$578,8\cdot10^{-4}$	$2,87\cdot10^{-2}$	$2,87\cdot10^{-2}$	$25,3\cdot10^{-4}$	$22,8\cdot10^{-4}$	$20,5\cdot10^{-4}$
0,8	$20,1\cdot10^{-4}$	1,07	$72,6\cdot10^{-3}$	$552,7\cdot10^{-4}$	$5,92\cdot10^{-2}$	$11,66\cdot10^{-2}$	$84,7\cdot10^{-4}$	$67,8\cdot10^{-4}$	$54,25\cdot10^{-4}$
0,7	$35,8\cdot10^{-4}$	1,66	$57,2\cdot10^{-3}$	$496,8\cdot10^{-4}$	$8,25\cdot10^{-2}$	$25,83\cdot10^{-2}$	$147,8\cdot10^{-4}$	$103,5\cdot10^{-4}$	$72,5\cdot10^{-4}$
0,6	$45,5\cdot10^{-4}$	2,36	$40,2\cdot10^{-3}$	$415,5\cdot10^{-4}$	$9,81\cdot10^{-2}$	$43,89\cdot10^{-2}$	$176,5\cdot10^{-4}$	$105,9\cdot10^{-4}$	$63,6\cdot10^{-4}$
0,5	$44,7\cdot10^{-4}$	3,15	$25,0\cdot10^{-3}$	$325,3\cdot10^{-4}$	$10,28\cdot10^{-2}$	$63,98\cdot10^{-2}$	$160,0\cdot10^{-4}$	$80,0\cdot10^{-4}$	$40,0\cdot10^{-4}$
0,4	$41,3\cdot10^{-4}$	4,08	$15,84\cdot10^{-3}$	$239,3\cdot10^{-4}$	$9,76\cdot10^{-2}$	$84,02\cdot10^{-2}$	$133,0\cdot10^{-4}$	$53,2\cdot10^{-4}$	$21,28\cdot10^{-4}$
0,3	$35,9\cdot10^{-4}$	5,15	$10,00\cdot10^{-3}$	$162,1\cdot10^{-4}$	$8,35\cdot10^{-2}$	$102,13\cdot10^{-2}$	$102,1\cdot10^{-4}$	$30,63\cdot10^{-4}$	$9,19\cdot10^{-4}$
0,2	$30,4\cdot10^{-4}$	6,40	$6,43\cdot10^{-3}$	$95,8\cdot10^{-4}$	$6,14\cdot10^{-2}$	$116,62\cdot10^{-2}$	$75,0\cdot10^{-4}$	$15,00\cdot10^{-4}$	$3,00\cdot10^{-4}$
0,1	$23,6\cdot10^{-4}$	7,95	$3,92\cdot10^{-3}$	$41,8\cdot10^{-4}$	$3,32\cdot10^{-2}$	$126,08\cdot10^{-2}$	$49,4\cdot10^{-4}$	$4,94\cdot10^{-4}$	$0,49\cdot10^{-4}$
0	$18,2\cdot10^{-4}$	9,68	$2,47\cdot10^{-3}$	0	0	$129,40\cdot10^{-2}$	$32,0\cdot10^{-4}$	0	0

В результате значения остальных коэффициентов будут:

$$A_1=\frac{1}{30}\cdot395,7;\quad A_2=\frac{1}{30}\cdot222,4;\quad A_3=\frac{1}{30}\cdot139,0;$$

$$A_4=\frac{1}{30}\cdot93,0.$$

$$B_{10}=\frac{1}{30}\cdot1082,3;\quad B_{11}=\frac{1}{30}\cdot570,0;\quad B_{12}=\frac{1}{30}\cdot346,2.$$

$$B_{20}=\frac{1}{30}\cdot519,4;\quad B_{21}=\frac{1}{30}\cdot283,1;\quad B_{22}=\frac{1}{30}\cdot175,6.$$

Расчетная таблица для определения коэффициентов $A_0\ldots B_{22}$ содержит 26 столбцов, в 14 из которых производится суммирование. Общий объем вычислений составляет 400 арифметических действий, что примерно соответствует четырем приближениям по методу подобной итерации.

Подставив значения величин A_r и B_{rs} в формулу (11), получаем систему уравнений для определения неизвестных коэффициентов:

$$\left.\begin{aligned}3785,6a_0+1478,0a_1+741,8a_2&=876,8;\\1847,0a_0+792,4a_1+422,1a_2&=395,7;\\1077a_0+485,2a_1+268,6a_2&=222,4.\end{aligned}\right\}\qquad(24)$$

Для решения этой системы выполняем следующие действия:

1. Делим все уравнения на коэффициент при a_0:

$$\left.\begin{aligned}a_0+0,39043a_1+0,19595a_2&=0,23162;\\a_0+0,42902a_1+0,22853a_2&=0,21424;\\a_0+0,45051a_1+0,24940a_2&=0,20650.\end{aligned}\right\}\qquad(25)$$

2) Вычитаем из второго уравнения (25) первое, из третьего — второе и умножаем все коэффициенты на 10^3:

$$\left.\begin{aligned}3859a_1+3258a_2&=-1738;\\2149a_1+2087a_2&=-774.\end{aligned}\right\}\qquad(26)$$

3) Разделив оба уравнения (26) на коэффициент при a_1, получаем

$$\left.\begin{aligned}a_1+0,8442a_2&=-0,4504;\\a_1+0,9711a_2&=-0,3602.\end{aligned}\right\}\qquad(27)$$

4) Вычитаем из второго уравнения (27) первое, тогда

$$0,1269\,a_2=0,0902,\qquad(28)$$

откуда

$$a_2=0,7108.\qquad(29)$$

5) Подставив a_2 в первое из уравнений (27), определяем a_1:

$$a_1=-0,4504-0,8442\cdot0,7108=-1,0504.\qquad(30)$$

6) Из первого уравнения (25) находим a_0:

$$a_0=-0,23162+0,39013\cdot1,0504-0,19595\cdot0,7108=0,5024.$$

7) Для контроля вычислений полученные значения a_0, a_1 и a_2 подставляем в исходную систему уравнений (24):

$$3785,6a_0+1478,0a_1+741,8a_2=1902,1-1552,6+527,3=876,8;$$

$$1847,0a_0+792,4a_1+422,1a_2=-928,0-832,3+300,0=395,7;$$

$$1077,0a_0+485,2a_1+268,6a_2=541,1-509,6+190,9=222,4.$$

Совпадение результатов подстановки с числами, стоящими в правых частях уравнений (24), свидетельствует о правильности расчета. Подставляя найденные величины a_0, a_1 и a_2 в уравнение (7), находим

$$K_0\approx0,502-1,050z+0,711z^2.\qquad(31)$$

Для сравнения был выполнен расчет коэффициента разгрузки по уравнению (1) методом последовательных приближений по способу подобной итерации. Седьмое приближение совпало с шестым и было принято за окончательное.

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

В расчетной таблице 49 столбцов, общий объем вычислений составляет около 500 арифметических действий.

В табл. 2 приведены результаты по методу последовательных приближений и по формуле (31).

Таблица 2

Коэффициенты разгрузки для сечений лопатки компрессора

z	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_a^*	0,502	0,404	0,326	0,251	0,196	0,155	0,128	0,115	0,117	0,133
K_a^{**}	0,491	0,403	0,317	0,250	0,199	0,160	0,136	0,118	0,118	0,120

* По формуле (31).
** Методом последовательных приближений

Из табл. 2 видно, что результаты, полученные обоими способами, практически идентичны: разница между значениями K_a для нижних сечений ($z=0\div0{,}5$) не превышает $2\div3\%$.

При изменении режима работы компрессора в исходной системе уравнений (11) меняются лишь коэффициенты B_{rr} в соответствии с равенством (12). Таким образом, в этом случае необходимо лишь пересчитать коэффициенты при неизвестных в системе (24) и решить ее заново по изложенной схеме. Общий объем вычислений для определения изгибающих моментов от аэродинамических сил составляет:

а) при расчете по методу Галеркина в изложенной в настоящей работе форме — примерно $(400\div70N)$ арифметических действий (N — число расчетных режимов),

б) при расчете методом последовательных приближений — примерно $500N$ арифметических действий.

Следовательно, если требуется определить напряжения от изгиба на трех-четырех режимах работы компрессора, применение метода Галеркина позволяет в два-три раза сократить трудоемкость расчета.

Характеристика обычно получаемых результатов

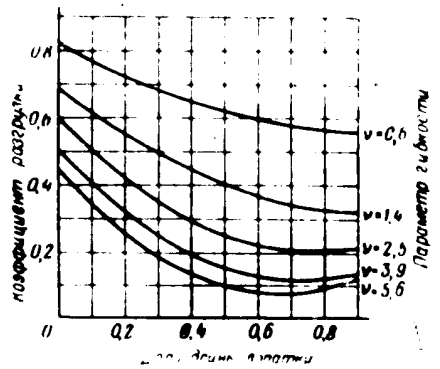
Результаты расчета лопаток характеризуются следующими особенностями:

1. Величина коэффициента разгрузки K_a зависит от безразмерного «параметра гибкости» ν*:

$$\nu = \frac{L(\Phi_a)_{max}}{\Phi_{a\,max}}. \qquad (32)$$

С увеличением ν коэффициент разгрузки уменьшается особенно интенсивно для верхних сечений лопатки. Поэтому форма кривой $K_a(z)$ усложняется, что вызывает необходимость увеличения числа определяемых коэффициентов a_r. Однако для практически важного диапазона $1<\nu<6$ достаточная точность обеспечивается, если в ряду (7) удерживать три члена.

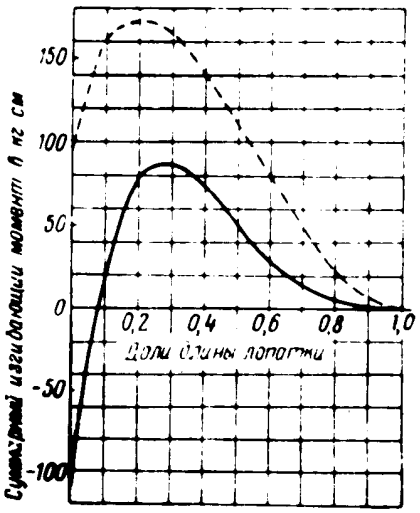
Для разобранного примера (см. табл. 1, столбцы 2 и 8) $\nu = \frac{176{,}5\cdot10^{-4}}{46{,}5\cdot10^{-4}} = 3{,}9$. Указанный характер изменения коэффициента разгрузки K_a при различных значениях ν иллюстрирует фиг. 4. На графике представлена зависимость $K_a(z)$ при различных скоростях вращения ротора $n = \frac{n}{n_{max}} = 0{,}4$; 0,6; 0,8; 1,0 и 1,2, чему соответствуют значения $\nu = 0{,}6$; 1,4; 2,5; 3,9 и 5,6.



Фиг. 4. Зависимость коэффициента разгрузки от параметра гибкости.

2. Коэффициенты разгрузки для изгибающих моментов от аэродинамических и инерционных сил различны, ввиду различия их распределения по длине лопатки. Обычно для нижних сечений $K_a<K_u$ ($z=0\div0{,}3$).

Вследствие этого распределение по длине суммарного изгибающего момента $m_\sigma = m_{\sigma a} + m_{\sigma u}$ может существенно отличаться от распределения изгибающего момента $M_\sigma = M_{\sigma a} + M_{\sigma u}$ вычисленного без учета разгрузки.



Фиг. 5. Влияние разгрузки на суммарный изгибающий момент.
Сплошная линия — с учетом разгрузки, пунктирная — без учета разгрузки.

В качестве примера на фиг. 5 приведены эпюры суммарных изгибающих моментов для лопатки пер-

* См. сноску на стр. 3.

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7

вой ступени компрессора, работающей на режиме наибольших аэродинамических нагрузок. В данном случае изгибающий момент без учета разгрузки $M_{\text{и}}=M_{\text{и.л}}+M_{\text{и.в}}=94$ *кгсм* (при $z=0$). Изгибающий момент с учетом разгрузки будет $m_{\text{и}}=m_{\text{и.л}}+m_{\text{и.в}}=-109$ *кгсм*, т. е. больше, чем без учета разгрузки, и противоположного знака. Этот пример наглядно показывает, что для составления правильной картины напряженного состояния в лопатках нужно учитывать величину разгрузки.

Выводы

Для учета деформаций лопатки постоянного винтового шага в поле центробежных сил интегральное уравнение для составляющей кривизны в плоскости вращения целесообразно решать по методу Галеркина. Это позволяет существенно уменьшить объем расчетной работы, особенно в случае необходимости определить напряжения при нескольких режимах работы, различающихся скоростями вращения ротора и температурами лопатки.

* Пути повышения точности трансформаторных дистанционных передач для гироскопических приборов

Канд. техн. наук **Ю. М. ПУЛЬЕР**

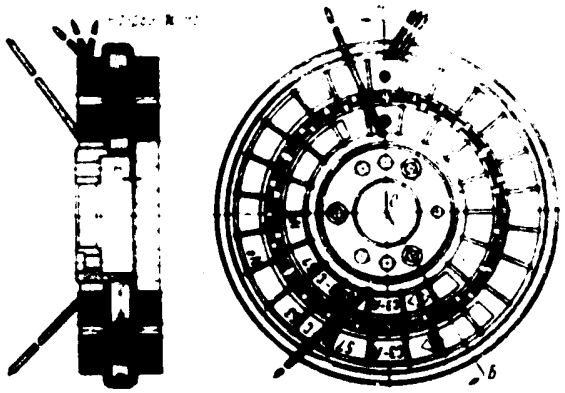
Плоский сельсин.

Для бортовой авиационной автоматики широко применяются автоматические дистанционные передачи при помощи сельсинов-трансформаторов. Перспективность развития систем дистанционной передачи этого типа обусловлена использованием на современных самолетах таких центральных гироскопических агрегатов, как, например, центральные гировертикали, курсовые системы и другие, данные с которых должны передаваться параллельно на приборы, решающие задачи автоматического пилотирования, навигации и т. д.

В качестве основных элементов трансформаторных дистанционных передач для указанных целей служат так называемые «плоские» сельсины *, которые представляют собой раздельные взаимозаменяемые плоские сборки ротора и статора (фиг. 1), удобно компонующиеся в единую конструкцию и при встраивании в гироскопический блок не увеличивающие его габаритных размеров и момента трения.

Такие сельсины при их работе в обычной трансформаторной схеме дистанционной передачи во многих случаях не обеспечивают необходимой высокой точности и чувствительности передачи, которая должна определяться несколькими угловыми минутами. Высокие требования к точности и чувствительности дистанционных передач указанного типа связаны с весьма большой точностью приборов, получающих информацию об угловых координатах самолета от центральных гироскопических агрегатов.

Основными источниками погрешностей в сельсинах-трансформаторах являются с одной стороны геометрические факторы (зубчатое строение пакетов ротора и статора, что вызывает методические ошибки), с другой — технологические факторы, имеющие случайный характер и объясняющиеся неточностью изготовления механической части, неоднородностью и нелинейностью магнитных материалов и т. д.



Фиг. 1. Сборки ротора и статора сельсина.

Влияние зубчатой структуры пакетов ротора и статора можно существенно уменьшить введением скоса пазов на зубцах, а также соответствующим соединением обмоток. Снижение же погрешности сельсинов от технологических факторов, имеющих случайный характер, ограничивается определенными пределами повышения точности изготовления мате-

* И. И. Чистяков. Электрические авиационные приборы. Оборонгиз, 1948.

Sanitized Copy Approved for Release 2011/04/26 : CIA-RDP80T00246A058500230001-7